

## ⑫ 公開特許公報(A) 平3-15605

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

④ 公開 平成3年(1991)1月24日

F 01 D 11/08

7910-3G

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全8頁)

⑥ 発明の名称 蒸気タービン

② 特 願 平1-148340

② 出 願 平1(1989)6月13日

⑦ 発 明 者 藤 川 卓 爾 長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工業株式会社長崎造船所内

⑦ 発 明 者 横 田 宏 長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工業株式会社長崎造船所内

⑦ 出 願 人 三菱重工業株式会社 東京都千代田区丸の内2丁目5番1号

⑦ 代 理 人 弁理士 木村 正巳 外1名

## 明 細 書

## 1 発明の名称

蒸気タービン

## 2 特許請求の範囲

ロータ、該ロータに設けた動翼、翼環及び該翼環に設けた静翼の4つの構成部材を具備する蒸気タービンにおいて、翼環を前記他の構成部材に比べて熱膨張係数の小さな材料としたことを特徴とする蒸気タービン。

## 3 発明の詳細な説明

## 産業上の利用分野

本発明は、蒸気タービン、殊にそのロータ等の回転部と翼環等の静止部との遊隙調整に関する。しかしながら、これに限らずガスタービンにも適用できるものである。

## 従来の技術

蒸気タービンのロータ及び該ロータに設ける多数の動翼からなる回転部と、翼環及び該翼環に設ける多数の静翼からなる静止部との間に遊隙が形成されている。

当然のことながら蒸気タービンの効率を高く維持するには、この遊隙は作動流体たる高温高压の蒸気の漏洩を防ぐよう小さい程望ましい。

しかしながら、第4図に示すように従来の蒸気タービンの停止中ではその一つに合体した上部及び下部車室1'、2'に上下温度差がつき、具体的には上部車室1'の温度が下部車室2'の温度よりも高くなり、バイメタル効果により各車室1'、2'の中央部が上方にのみだけ変形する。この現象をその形状から「車室の猫ぞり」と呼んでいる。

一方、運転中には車室上下温度差は減少し、車室1'、2'の猫ぞりもほとんどなくなる。

このように停止時と運転時において、特に車室1'、2'の中央部が上下方向に変位するため、回転部と静止部の遊隙をこの変位量より小さくすることが出来ないのが現状である。

また仮に回転部と静止部の遊隙をこの変位量より小さくしても、車室1'、2'の変位によって停止時または運転時に回転部と静止部の接触が生じ、遊隙部に使われているシールフィンが摩耗して遊

隙が大きくなってしまふ。

停止時と運転時との車室1', 2'の変位量は約1mmに及ぶこともあり、遊隙を小さく出来ないことによる効率の低下は無視出来ない。

このような点を改善するために、公知の技術として第5図に例示する遊隙制御式のシール構造が考案され、一部で使用されている。

即ち、図中符号01は遊隙、02は動翼、03は翼環、04は可動式シールリング、05はベローズ及び06は蒸気圧力印加穴であって、動翼02先端と翼環03との間の遊隙01を減少させるために、可動式シールリング04をベローズ05を介して半径方向移動可能に、内周面の一部を穿設した翼環03内に挿入したシール機構である。

運転中、蒸気圧力印加穴06を通して、適当な圧力に調整した蒸気の一部をベローズ05内に導入することにより、そのベローズ05を伸縮させて、つまり可動式シールリング04を半径方向外側又は内側へ移動させて、前記遊隙01部の隙間を自動的に制御する。

一方、第6図に示す後者の如きシール機構には次のような問題がある。

シール環(201)は内面と外面の両面から押えパネ(204)、(205)及び(203)によって押えられている。

このように両面より押えパネにて押えられている場合、ダミー環(51)の溝の中でシール環(201)の半径方向位置とパネ力の関係は図のようになり、即ちある半径方向の位置Aで押えパネからシール環(201)に働く力が0になる。

またシール環(201)が内側に変位すると各押えパネ(204)、(205)により外向きに押される。

ここで、第7図に示すように、その図の上段側に示している押えパネ(204)、(205)の合力は、シール環(201)がダミー環(51)に近づく方向(第6図の $P_o$ の方向でこれを外側と呼ぶ)の力の絶対値を示す。

また、それにクロスする押えパネ(203)の押え力は逆にシール環(201)がダミー環(51)から離れる方向(第6図の $P_o$ の方向と逆の $P_i$ の方向でこれを内側と呼ぶ)の力の絶対値を示す。

なお、図中、符号07は静翼、08はシールフィンを夫々示す。

また、第6図に示す如く実開昭62-117202号にて開示されたシール環(201)の材料をロータ(41)に比べて熱膨張係数 $\alpha$ の小さい材料で形成すると共に、シール環(201)の熱変形を許容するために、前記従来例とほぼ同様に、シール環(201)を押えパネ(203)、(204)、(205)を介して半径方向移動可能に、内周面の一部を穿設したダミー環(51)内で保持したシール機構が既に考案されている。

発明が解決しようとする課題

以上述べた従来の蒸気タービンは、しかし、次のような問題がある。

即ち、第5図に示す前者の如き遊隙制御式のシール機構においては、その構造が複雑となり、製作工数、工程並びにコストが増大する。

しかも、車室内の寸法上の制約もあり、翼環03と可動式シールリング04との関係において同一のスペースに配設できる段落数が限られる不都合がある。

従ってこれら3つのパネの合力は方向を考慮すれば押えパネ(204)、(205)の合力と押えパネ(203)の押え力の差になり、この差の値が正(+)の場合は全体としてシール環(201)を外側へ(図の $P_o$ の方向へ)押すことを示し、この差の値が負(-)の場合は全体としてシール環(201)を内側へ(図の $P_i$ の方向へ)押すことを示す。

この差は第7図の上段側では2つのクロスする線の間の距離 $a$ 、つまり押えパネ(204)、(205)の合力が他の押えパネ(203)の押え力より大きい場合、或いは距離 $b$ に負の符号(-)を付したものの、つまり押えパネ(204)、(205)の合力が押えパネ(203)の押え力より小さい場合となる。

そして、シール環(201)が半径方向の位置Aの付近にあるとき、押えパネ全体からシール環(201)に加わる力は殆ど0になりシール環(201)の定位性がなくなる。

このためシール環(201)が振動を発生するなどして蒸気タービンの信頼性に悪影響を及ぼす。

好適には温体時にはシール環(201)は熱膨張差

によってダミー環(51)に対して最も内側に変位せねばならない。このときシール環(201)は押えパネ全体から外向きの力を受ける。

ところが、一般にシール環(201)は第8図(a)、(b)に示すように円周方向に数分割されているため、個々のシール環(201)は互いに円周方向に密着しない状態となり、隙間gから蒸気の漏洩が生じて、シール効果が低減することとなる。

そこで、仮にこの不都合を防ぐため、第6図において内側に位置する押えパネ(204)、(205)を用いないようにすれば、温体時にシール環(201)はダミー環(51)に対して最も内側に密着することができるが、冷体時には外側の押えパネ(203)の強いパネ力を受けながら中間の位置に変位させねばならず、第8図(c)に示すように冷体時から温体時の間に何らかの外乱があれば、シール環(201)の半径方向のくい違いbが発生し、シール効果が低減する不都合がある。

#### 課題を解決するための手段

本発明は、以上のような課題を解決するために、

環3に静翼4が植え込まれる蒸気タービンにおいて、第1実施例としてこれらの構成材料のうち、ロータ1、動翼2及び静翼4を熱膨張係数の大きな材料、例えばオーステナイトやレフラクトアロイ等を用い、これに対して翼環3を相対的に熱膨張係数の小さな材料、例えば12クロム鋼を用いて製作する。なお、夫々の形状は従来型のもので良い。

このように各構成材料に熱膨張係数の大きさに差異を与えることにより、温度変化による熱膨張量の差を利用して、蒸気タービンの停止時の遊隙を大きく、それから運転時の遊隙を小さくすることが可能となる。

以上の作用・機能について以下数式を用いて説明する。

即ち、ロータ1の材料の熱膨張係数を $\alpha_1$ 、動翼2のそれを $\alpha_2$ 、翼環3のそれを $\alpha_3$ 及び静翼4のそれを $\alpha_4$ とし、またロータ1の動翼2植込部のロータ半径を $r_1$ 、静翼4植込部の翼環半径を $r_2$ 、動翼2の高さを $h$ とする。ただし、静翼4の高さ

ロータ、該ロータに設けた動翼、翼環及び該翼環に設けた静翼の4つの構成部材を具備する蒸気タービンにおいて、翼環を前記他の構成部材に比べて熱膨張係数の小さな材料としたものである。

#### 作用

このような手段によれば、回転部であるロータ、動翼と、静止部のうち静翼とに熱膨張率の大きな材料、例えばオーステナイトやレフラクトアロイを用い、静止部のうち翼環(または仕切板)に熱膨張率の小さな材料、例えば12クロム鋼を用いることにより、温度変化による熱膨張量の差を利用して停止時の遊隙を大きく、運転中の遊隙を小さくすることができる。

#### 実施例

以下第1～3図を参照して、本発明の実施例について詳述する。なお、第1図においては簡便のため最初の段と最後の段についての動静翼のみを示して、その途中の段の動静翼は省略している。

しかして本発明によれば、回転部であるロータ1に動翼2が植え込まれ、一方、静止部である翼

環3はほぼ動翼2の高さ $h$ に等しい( $h \approx h'$ )。

従って、相互の寸法関係により

$$r_2 = r_1 + h \quad \dots \dots \dots (1)$$

今、ロータ1、動翼2、翼環3及び静翼4の常温から運転中までの温度上昇を夫々 $\Delta T_1$ 、 $\Delta T_2$ 、 $\Delta T_3$ 及び $\Delta T_4$ とすれば、回転部と静止部の遊隙の変化量は次のようになる。

a) 動翼2の先端と翼環3の間の遊隙:

室温での遊隙を $c_1$ とおき、高温での遊隙を $c_1'$ とおくと

$$\begin{aligned} c_1' &= c_1 - \alpha_1 \Delta T_1 r_1 - \alpha_2 \Delta T_2 h + \alpha_3 \Delta T_3 r_2 \\ &= c_1 - \alpha_1 \Delta T_1 r_1 - \alpha_2 \Delta T_2 h + \alpha_3 \Delta T_3 r_1 \\ &\quad + \alpha_3 \Delta T_3 h \quad \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

b) 静翼4の内周側先端とロータ1の間の遊隙:

室温での遊隙を $c_2$ とおき、高温での遊隙を $c_2'$ とおくと

$$\begin{aligned}
 c_2' &= c_2 - \alpha_1 \Delta T_1 r_1 + \alpha_2 \Delta T_2 r_2 - \alpha_3 \Delta T_3 h \\
 &= c_2 - \alpha_1 \Delta T_1 r_1 + \alpha_2 \Delta T_2 r_2 + \alpha_3 \Delta T_3 h \\
 &\quad - \alpha_3 \Delta T_3 h \quad \dots \dots \dots (3)
 \end{aligned}$$

ここで簡単のため、すべての部材の室温よりの温度上昇量が同一、即ち

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_3 = \Delta T \dots (4)$$

とすると、各(2)、(3)式は

$$C_1' = C_1 - (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T r_1 - (\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T h \dots \dots \dots (5)$$

$$C_2' = C_2 - (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T r_1 - (\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T h \dots \dots \dots (6)$$

これらの式(5)、(6)と、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 > \alpha_3$ なる関係において、即ち、翼環3の材料の熱膨張係数 $\alpha_3$ が他のロータ1、動翼2、及び静翼4の熱膨張係数 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ より相対的に小さくなるような材料を選定することにより、常温での各隙間 $C_1, C_2$ と高温での各隙間 $C_1', C_2'$ の大小関係は

の静翼4植込部の半径を $r_2 = 500\text{mm}$ 、各動翼2及び静翼4の高さを約 $h = 100\text{mm}$ と仮定すると

$$\begin{aligned}
 C_1' &= C_1 - (1.8 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 400 \\
 &\quad - (1.5 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 100 \\
 &= C_1 - 1.2 - 0.15 \\
 &= C_1 - 1.35\text{mm} \quad \dots \dots \dots (9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_2' &= C_2 - (1.8 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 400 \\
 &\quad - (1.5 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 100 \\
 &= C_2 - 1.2 - 0.15 \\
 &= C_2 - 1.35\text{mm} \quad \dots \dots \dots (10)
 \end{aligned}$$

従って、高温で運転中の隙間 $C_1', C_2'$ を約1mm以下の範囲内に納まる適正な値、例えば0.75mmに設定することができる。即ち、各(9)、(10)式を変形して

$$C_1 = C_1' + 1.35 = 0.75 + 1.35 = 2.1\text{mm}$$

$$C_1' < C_1 \quad (\because \alpha_1 - \alpha_2 > 0, \alpha_2 - \alpha_3 > 0) \dots \dots \dots (7)$$

$$C_2' < C_2 \quad (\because \alpha_1 - \alpha_2 > 0, \alpha_2 - \alpha_3 > 0) \dots \dots \dots (8)$$

従って、このことは高温時つまり蒸気タービンの運転中に隙間が自動的に小さくなり、また常温時つまり停止時に隙間が大きくなることを意味する。

今、現実使用可能な材料の組合せで前記(7)、(8)式の如き遊隙の変化量を試算する。

例えば、ロータ1の材料としてオーステナイト系のA286を用いると、 $\alpha_1 = 1.8 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ となる。動翼2及び静翼4の材料としてレフラクトアロイR26を用いると、 $\alpha_2 = \alpha_3 = 1.5 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ となる。

翼環3の材料として12クロム鋼を用いると、 $\alpha_3 = 1.2 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ となる。

また、室温よりの温度上昇を $\Delta T = 500^\circ\text{C}$ 、ロータ1の動翼2植込部の半径を $r_1 = 400\text{mm}$ 、翼環3

$$\therefore C_2 = C_2' + 1.35 = 0.75 + 1.35 = 2.1\text{mm}$$

にすれば良い。つまり、常温時の各遊隙 $C_1, C_2$ を予め2.1mmの大きさに採用することにより高温時に0.75mmの遊隙が得られることとなる。

前述の第1実施例では動翼2と静翼4の材料として熱膨張係数の大きいレフラクトアロイR26を用いた例を示したが、次に第2実施例として構成材料のうちロータ1、翼環3と動翼2、静翼4相互の寸法関係より、そのうち動翼2、静翼4の材料の熱膨張係数が、翼環3の熱膨張係数と同じ大きさであっても、その翼環3(=動翼2、静翼4)がロータ1の熱膨張係数よりも小さければ、本発明はやはり成立する。

即ち、動翼2、静翼4の材料として、前記翼環3と同じ12クロム鋼を用い、ロータ1の材料にオーステナイト系A286を用いると

$$\begin{aligned}
 \alpha_2 &= \alpha_3 = \alpha_4 = 1.2 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C} \\
 \alpha_1 &= 1.8 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

となる。これらの値を前記(5)、(6)式に代入して

$$\begin{aligned} C_1' &= C_1 - (1.8 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 400 \\ &= C_1 - 1.2 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_2' &= C_2 - (1.8 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 400 \\ &= C_2 - 1.2 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (10) \end{aligned}$$

ここで、前記第1実施例と同様に、常温の隙間  $C_1$ 、 $C_2$  は各(11)、(12)式を変形して、例えば適正な値  $0.75 \text{ mm}$  を代入すると

$$\therefore C_1 = C_1' + 1.2 = 0.75 + 1.2 = 1.95 \text{ mm}$$

$$\therefore C_2 = C_2' + 1.2 = 0.75 + 1.2 = 1.95 \text{ mm}$$

となる。

更に、第3実施例として構成材料のうち、動翼2及び静翼4に熱膨張係数の大きな材料を用い、ロータ1及び翼環3に熱膨張係数の小さい材料を用いても本発明は成立する。

2、静翼4の材料の熱膨張係数  $\alpha_4$ 、 $\alpha_3$  より相対的に小さくなるような材料を選定することにより、常温での各隙間  $C_1$ 、 $C_2$  と高温での各隙間  $C_1'$ 、 $C_2'$  の大小関係は

$$C_1' < C_1 \quad (\because \alpha_4 - \alpha_3 > 0) \quad \dots \dots (7)'$$

$$C_2' < C_2 \quad (\because \alpha_4 - \alpha_3 > 0) \quad \dots \dots (8)'$$

ここで、前述と同様に隙間の変化量を試算する。

ロータ1の材料として12クロム鍛鋼、翼環3の材料として12クロム鋳鋼を用いると、 $\alpha_1 = \alpha_3 = 1.2 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  となる。

動翼2及び静翼4の材料としてレフラクトアロイR26を用いると、 $\alpha_2 = \alpha_4 = 1.5 \times 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  となる。

ここで、室温よりの温度上昇を  $\Delta T = 500^\circ\text{C}$ 、各動翼2及び静翼の高さを約  $h (= h') = 200 \text{ mm}$  と仮定すると、

$$C_1' = C_1 - (1.5 - 1.2) \times 10^{-5} \times 500 \times 200$$

ただし、この場合、ロータ1と翼環3の熱膨張係数は  $\alpha_1 = \alpha_3$  とする。

また、動翼3の高さ  $h$  と静翼4の高さ  $h'$  は  $h \approx h'$  とする。

今、各成部材1~4の常温よりの温度上昇を  $\Delta T (= T_1 = T_2 = T_3 = T_4)$  とすれば、回転部と静止部の隙間の変化量は次のようになる。

a) 動翼2の先端と翼環3の間の隙間:

(5)式より

$$\begin{aligned} C_1' &= C_1 - 0 \cdot \Delta T r_1 - (\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T h \\ &= C_1 - (\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T h \quad \dots \dots (5)' \end{aligned}$$

b) 静翼4の内周側先端とロータ1の間の隙間:

(6)式より

$$\begin{aligned} C_2' &= C_2 - 0 \cdot \Delta T r_1 - (\alpha_4 - \alpha_3) \Delta T h \\ &= C_2 - (\alpha_4 - \alpha_3) \Delta T h \quad \dots \dots (6)' \end{aligned}$$

これらの式(5)'、(6)'と、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_4 > \alpha_3$  ( $= \alpha_1$ )なる関係において、即ち、翼環3及びロータ1の材料の熱膨張係数  $\alpha_3$ 、 $\alpha_1$  が、他の動翼

$$= C_1 - 0.3 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (9)'$$

$$C_2' = C_2 - 0.3 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (10)'$$

高温で運転中の隙間  $C_1'$ 、 $C_2'$  を適正な値、例えば  $0.75 \text{ mm}$  にするためには、各(9)'、(10)'式を変形して

$$\therefore C_1 = C_1' + 0.3 = 0.75 + 0.3 = 1.05 \text{ mm}$$

$$\therefore C_2 = C_2' + 0.3 = 0.75 + 0.3 = 1.05 \text{ mm}$$

にすれば良い。

他方、以上述べた第1~3実施例においては、主に翼環3構造からなる反動タービンの例を示したが、その変形例として第2図に示す如き仕切板構造よりなる衝動タービンの場合にも適用が可能である。なお、計算は省略する。

即ち、1はロータ、2は動翼、3'は仕切板環、4は静翼、4'は仕切板であって、衝動タービンの場合、動翼2の先端と反動タービンの翼環3に対応する仕切板環3'の間の隙間については、第

第 1 表

構 成 部 材			第 1 実施例	第 2 実施例	第 3 実施例
(1)	ロータ 1	$\alpha_1$	大	大	小 ( $=\alpha_2$ )
(2)	動 翼 2	$\alpha_2$	大	小 ( $\approx \alpha_1$ )	大
(3)	翼 環 3	$\alpha_3$	小	小	小 ( $=\alpha_1$ )
(4)	静 翼 4	$\alpha_4$	大	小 ( $\approx \alpha_1$ )	大

1 図における反動タービンと全く同様に適用できる。

更に、仕切板 4' とロータ 1 の間の遊隙については仕切板 4' の内周面に取付けたシールリング 5 の内径  $r_5'$  を反動タービンの静翼 4 の内周側先端と同様に考えれば、第 1 及び 2 実施例のように仕切板 4' の熱膨張係数がロータ 1 より小さい場合に適用でき、各実施例と同じ作用・機能が得られる。

ただし、仕切板 4' の熱膨張係数がロータ 1 より小さくない場合は適用されない。

また、ガスタービンにおいても、原則的には以上の蒸気タービンとほぼ同様に適用できることは、云うまでもない。

なお、下記第 1 表において以上述べた第 1 ～ 3 実施例における各構成部材の熱膨張係数  $\alpha$  の相対的な大小関係を整理して示す。

また、各構成部材の熱膨張係数の相対的な大小関係の選定及び施工と併せて、本旨ではないが第 3 図に示すように、従来の遊隙制御式等のシール構造(第 5 及び 6 図)に対して、殊に第 6 図で示したシール構造の改良として、シール環(201) とグミー環(51)の材料の熱膨張係数を変えずに、しか

もシール環(201) とグミー環(51)は内側に配置する押えパネ(204)、(205)を廃止して、外側の押えパネ(203)の付勢で常に内側方向  $P_i$  へ密着させておく。

従って、この対策を施すことにより、前記構成材料のなす作用・機能と共に、分割可能なシール環(201)(第 8 図参照)の当接面の隙間  $s$  (シール環(201) とグミー環(51)の材料の熱膨張係数の差がある場合に生じる現象)や、くい違い  $b$  (環(201) がグミー環(51)に対して半径方向に移動することにより生じる現象)が発生しなくなる。

#### 発明の効果

以上詳述したように、本発明によれば、翼環部に他の構成部材よりも常に熱膨張係数の小さい材料を使用することにより、翼環部或いは他の構成部材の構造・形状を特に改良することなく、タービン停止時の回転部と静止部の間の遊隙を大きく保てるため、車室摺りによる遊隙減少に基づく回転部と静止部の接触、またこれに起因するシールフィンの摩耗を確実に防止できる。

また、タービン運転時の回転部と静止部の夫々の遊隙をほぼ  $1\text{mm}$  以下の適正な値に小さく保てるため、シール環の分割面における隙間の増加やズレ(くい違い)が抑制されてシール部分の蒸気漏洩が低減でき、よってタービンの効率を高めると共に、その信頼性を向上させることができる。

#### 4 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明による蒸気タービンの実施例を示す要部構造断面図、第 2 図はその他の変形例を示す要部構造断面図、第 3 図はシール環まわりの遊隙制御式シール機構を示す一部断面図、第 4 図は従来のタービン車室の摺り現象を示す模式図、第 5 図は従来の車室摺り対策用の遊隙制御式シール機構を示す一部断面図、第 6 図はその他のシール機構を示す一部断面図、第 7 図は第 6 図のシール機構における押えパネの合力の大きさとシール環の変位との関係を示す図、第 8 図は本発明及び従来の分割式シール環を示し、(a) はその概略正面図、(b) はそのシール環の分割面(当接面)に生じる隙間  $s$  を示す模式図、(c) はシール環の分

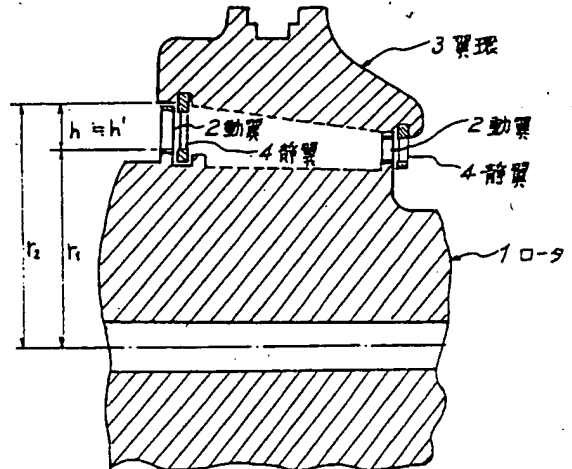
剖面に生じるくい違い $b$ を示す模式図である。

1・・・ロータ、2・・・動翼、3・・・翼環、4・・・静翼。

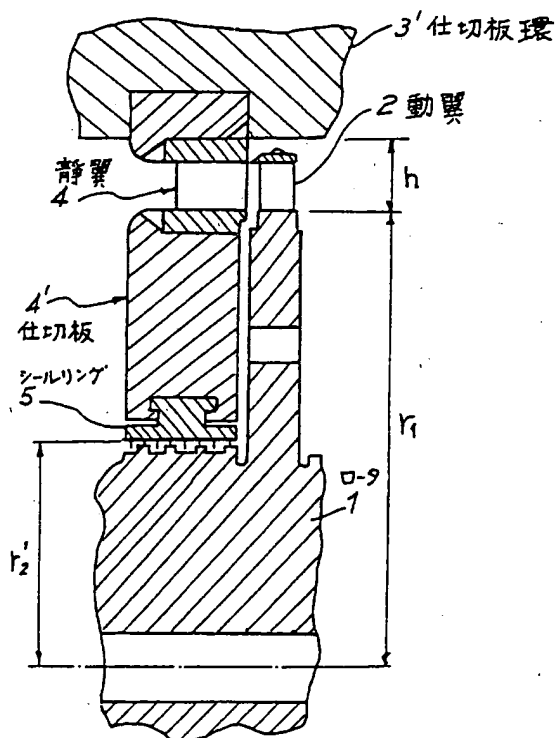
代理人 木村 正 巳

(ほか1名)

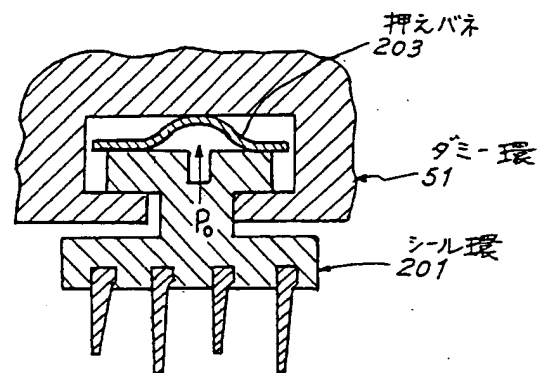
第 1 図



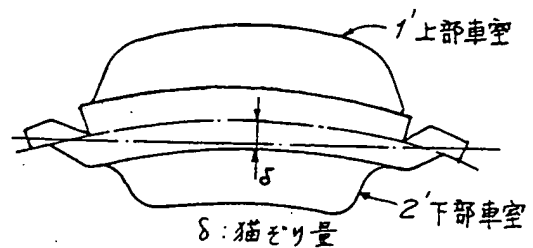
第 2 図



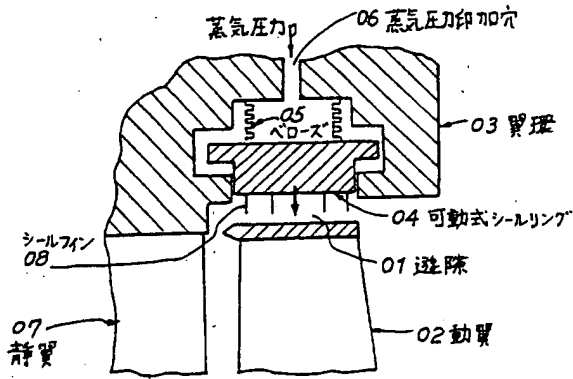
第 3 図



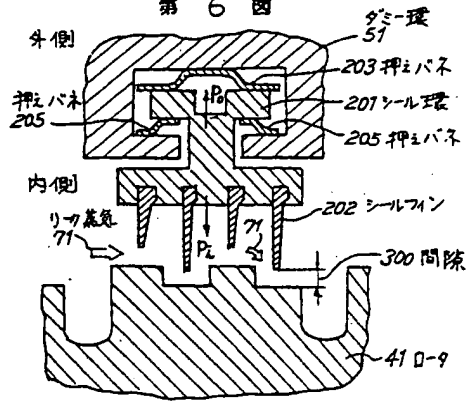
第 4 図



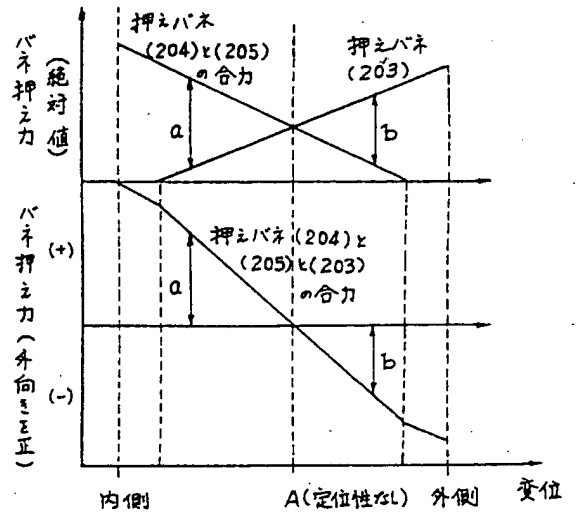
第 5 図



第 6 図

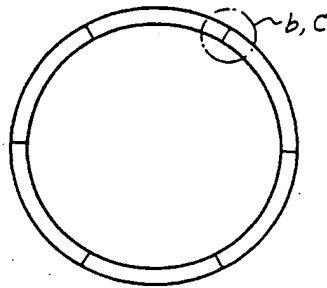


第 7 図

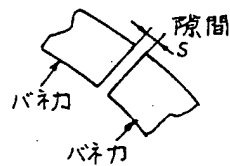


第 8 図

(a)



(b)



(c)

